|  |  |
| --- | --- |
| **!Логотип на методички** | ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ "ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ - УЧЕБНО-НАУЧНО-ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ КОМПЛЕКС"**ИНСТИТУТ ТРАНСПОРТА** |

Кафедра «Подъемно-транспортные, строительные и дорожные

машины»

А.В. Паничкин

* МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
* по выполнению практических работ

Дисциплина – «Автомобили и тракторы»

Специальность: 190205 «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование»

**допущено ФГБОУ ВПО «Госуниверситет – УНПК»**

**для использования в учебном процессе в качестве**

**методических указаний для высшего**

**профессионального образования**

**Орел, 2012 г.**

Авторы: к.т.н. А.В. Паничкин

Рецензент: к.т.н., доцент каф. СиРМ А.С. Бодров

Методические указания имеют целью сформировать у студентов навыки по проведению основных расчетов автомобильных двигателей: теплового расчета, кинематического расчета, динамического расчета и сопутствующих им расчетов.

Методические указания знакомят студентов с порядком выполнения практических работ, а текже литературой необходимой для изучения курса.

Предназначены для студентов третьего курса специальностей 190205 «Подъемно-транспортные, строительные и дорожные машины»

Редактор

Технический редактор

Федеральное государственное бюджетное образовательное

 учреждение высшего профессионального образования

«Государственный университет –учебно-научно-

производственный комплекс»

Лицензия ИД № 00670 от 05.01.2000 г.

Подписано к печати Формат 60х90 1/16

Усл. печ. л. Тираж 50 экз.

Заказ №

Отпечатано с готового оригинал–макета

**Содержание**

 Стр.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ 4

1 ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №1

Выбор и определение основных характеристик двигателя 5

2 ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №2

Внешняя скоростная характеристика двигателя 6

3 ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №3

Выбор исходных величин теплового расчета 7

4 ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №4

Тепловой расчет двигателя 13

5 ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №5

Индикаторные показатели двигателя 17

6 ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №6

Индикаторные показатели двигателя 18

7 ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №7

Построение индикаторной диаграммы 19

8 ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №8

Кинематический расчет двигателя 23

9 ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №9

Динамический расчет двигателя 26

10 ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №10

Выбор и определение основных характеристик

автомобиля (трактора) 32

11 ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №11

Тягово-скоростная характеристика автомобиля 35

12 ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №12

Динамическая характеристика автомобиля (трактора) 40

13 ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №13

Номограмма нагрузок и график контроля буксования 42

14 ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №14

График ускорений автомобиля 45

15 ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №15

Время и путь разгона автомобиля 47

ЛИТЕРАТУРА 50

**ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ**

Настоящие методические указания имеют целью сформировать у студентов навыки по проведению проверочного расчета двигателей, автомобилей и тракторов.

При использовании настоящих методических указаний студент должен хорошо владеть лекционным материалом, излагаемым до проведения практических занятий.

На каждом практическом занятии студенты под руководством преподавателя отрабатывают изложенные ниже задания.

Каждым студентом заводиться журнал (тетрадь) для практических занятий, в которую конспектирует методы решения заданий, приводиться решение и формулируется заключение по полученным результатам.

По окончании выполнения заданий каждый студент предъявляет свой журнал преподавателю. Прием задания фиксируется подписью преподавателя в журнале студента.

**1 ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №1**

**Выбор и определение основных характеристик двигателя**

**Цель работы:** ознакомиться с основными характеристиками автомобильных двигателей.

**Ход работы**

Основываясь на основных технических характеристиках автомобильных двигателей, выбрать двигатель для расчета и заполнить таблицу с его основными характеристиками (таблица 1)

Таблица 1

Технические характеристики двигателя\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

|  |  |
| --- | --- |
| Марка, модель двигателя |  |
| Тип двигателя |  |
| Число цилиндров |  |
| Рабочий объем; л |  |
| Диаметр цилиндра; мм |  |
| Ход поршня; мм |  |
| Степень сжатия |  |
| Максимальная мощность; кВт, (л.с.) |  |
| Обороты двигателя при максимальной мощности; мин-1 |  |
| Максимальный крутящий момент; Н∙м |  |
| Обороты двигателя при максимальном крутящем моменте; мин-1 |  |

**2 ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №2**

**Внешняя скоростная характеристика двигателя**

**Цель работы:** на основании технической характеристики выбранного двигателя (практическая работа №1) построить графики основных скоростных характеристик двигателя.

**Ход работы**

Основываясь на основных технических характеристиках двигателя (таблица 1) определить расчетные точки кривой эффективной мощности, определяются по следующим эмпирическим зависимостям через каждые 500…800 мин-1:

; кВт (1)

Точки кривой эффективного крутящего момента (Нм) опреде­ляют по формуле:

Mex = 3·104Nex/(πnx); Н∙м (2)

- эффективная мощность;

- обороты при эффективной мощности;

- обороты в данный момент времени;

По рассчитанным точкам в масштабе *MN* и *Nn* строят кривую эффективной мощности и крутящего момента (Рис. 1).

#

# Рисунок 1. Пример внешней скоростной характеристики двигателя.

**3 ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №3**

**Выбор исходных величин теплового расчета**

Цель работы: на основании технической характеристики выбранного двигателя (практическая работа №1) выбрать основные параметры для проведения теплового расчета

**Ход работы**

**3.1 Выбор исходных величин теплового расчета**

Тепловой расчет начинается с выбора ряда недостающих в задании величин, необходимых для проведения расчета, причем выбираются величины, которые для производимого расчета не определяются по формулам.

Конечные результаты теплового расчета определяются с различной степенью точности. Это зависит от того, насколько правильно были оценены исходные величины теплового расчета: коэффициент наполнения, показатели политроп сжатия и расширения температуры подогрева смеси, температура остаточных газов и т.п.

Тепловой расчет является ориентиром, указывающим .какие показатели будет иметь проектируемый двигатель при правильном инструктивном и технологическом выполнении.

Как правило, тепловой расчет автотракторных двигателей производится для номинального режима при наивыгоднейших условиях подвода и сгорания топлива.

Если тепловой расчет производится для других режимов, то при выборе исходных данных это необходимо учитывать.

**3.1.1 Степень сжатия.**

Основным параметром, характеризующим тип двигателя, является величина степени сжатия ε.

Величина степени сжатия для различных двигателей лежит в пределах:

— бензиновые двигатели - 6,5 ... 10,0;

— двигатели с воспламенением от сжатия - 16,0 ... 21,0.

Выбор степени сжатия определяется свойствами топлива, особенностями конструкции двигателя, условиями эксплуатации.

В бензиновых двигателях наибольшее значение ε ограничивается без детонационной работой двигателя на заданном бензине.

В дизельных двигателях наибольшее значение ε ограничивается величиной нагрузки на детали кривошипно-шатунного механизма; наименьшее значение ε выбирается из условия, чтобы температура газов в цилиндре в конце сжатия Тс превышала температуру самовоспламенения топлива не менее чем на 200 °К.

В двухтактных двигателях различают действительную степень сжатия ε и геометрическую степень сжатия ε'. В формуле теплового расчета подставляют значения действительной степени сжатия, которая соответственно между действительной и геометрической степенями сжатия при известном значении потерянной доли хода поршня ψ выражается формулами:

ε'=(ε- ψ)/(1-ψ); (3)

ε=ε'-ψ(ε'-1). (4)

Потерянная доля хода поршня. Величина потерянной доли хода поршня ψ выбирается в зависимости от конструкции и быстроходности двигателя и составляет 0,12 ... 0,30. Для клапанно-щелевой продувки ψ = 0,12 ... 0,14; для щелевой продувки ψ = 0,20 ... 0,30.

Состав топлива. Средний состав топлива принимают:

-для бензина - С = 85 %, Н = 15 %;

-для дизельного топлива - С = 86 %, Н = 13 %, О = 1 %.

Молекулярная масса бензина находится в пределах 110 - 120 кг/кмоль.

**3.1.2 Коэффициент избытка воздуха**

Коэффициент избытка воздуха а выбирается в зависимости от эксплуатационных особенностей работы двигателя, типа смесеобразования и конструктивных особенностей приборов питания. Для бензиновых автомобильных двигателей, имеющих карбюратор с экономайзером α=0,85...0,95. При использовании этих двигателей для стационарной работы α= 1,0... 1,1.

Для дизельных двигателей коэффициент избытка воздуха выбирается в зависимости от вида смесеобразования и назначения двигателя: двигатели с неразделенной камерой сгорания имеют α=1,4...1,5, с разделенной камерой сгорания α=1,25...1,35. При работе двигателя в стационарных условиях α=1,7...1,9.

**3.1.3 Температура остаточных газов**

Температура остаточных газов Тг зависят от коэффициента избытка
воздуха α и скоростного режима двигателя. При проведении расчетов можно
принимать:

- для бензиновых двигателей Тг = 900 - 1100 °К;

- для дизельных двигателей Тг = 700 - 800 °К.

Правильность оценки особенно важна при больших значениях коэффициента остаточных газов γ, так как в этом случае возможны существенные ошибки в конечных результатах расчета. Поэтому рекомендуется после вычисления параметров давления конца расширения рв и Тв проверить правильность выбора по формуле:

 (5)

 Расхождение между принятой величиной Тr и рассчитанной по формуле не должно быть более 5...8 %, в противном случае тепловой расчет нужно переделать.

**3.1.4 Давление конца выпуска**

Давление конца выпуска зависит от числа оборотов конструкции и размеров выпускной системы и колеблется в пределах

для 4-хтактных двигателей Рг = (1,05... 1,15) р0, МПа; (1.4)

для 2-хтактных двигателей Рг = (0,8... 0,9) Рн, МПа. (1.5)

**3.1.5 Подогрев свежего заряда**

Величина подогрева заряда Δt зависит от расположения впускного трубопровода, быстроходности двигателя, примененного для поршней материала.

Для двигателей с поршнями из алюминиевого сплава величина подогрева Δt = 10 ...20 °К, для двигателей с чугунными поршнями Δt = 20 ...30 °К. Меньшие значения Δt соответствуют более высоким числам оборотов.

**3.1.6 Коэффициент наполнения**

Коэффициент наполнения ηv выбирается исходя из типа двигателя, частоты вращения коленчатого вала, системы охлаждения и особенностей конструкции впускной системы..

Для бензиновых двигателей: с верхним расположением клапанов

 ηv = 0.75 ...0,85; с нижним расположением клапанов ηv = 0,70 ...0,75.

Для дизельных двигателей ηv = 0,8 .. .0,9.

**3.1.7 Давление конца впуска**

При расчете двухтактных двигателей принимают давление конца впуска ра и по его значению вычисляют коэффициент наполнения:

Ра = (0,95-1,05)РН МПа, (6)

где РН - давление продувочного воздуха..

**3.1.8 Коэффициент остаточных газов**

Для определения ηv двухтактных двигателей необходимо знать величину коэффициента остаточных газов γ. Коэффициент остаточных газов зависит от конструкции двигателя, принятой системы продувки и т.д.

Ориентировочно можно принимать следующие значения коэффициента остаточных газов:

при прямоточной продувке в выпуске через клапаны γ = 0,08 ... 0,13;

при прямоточной продувке и выпуске через клапаны γ = 0,03 ... 0,07;

при петлевых схемах γ = 0,13 ... 0,30;

при кривошипно-камерной продувке γ = 0,30 ... 0,40.

**3.1.9 Показатель политропы сжатия**

Показатель политропы сжатия η1, учитывая характер теплообмена в процессе сжатия, всегда будет иметь меньшее значение, чем показатель адиабаты.. Средние значения показателя политропы сжатия для четырехтактных бензиновых двигателей η1= 1,35 ...1,40; для двухтактных η1= 1,27 ... 1,33; для дизельных двигателей η2= 1,32 ...1,40. Выбор значений η2 производится с учетом скоростного режима, конструктивных особенностей двигателя и особенностей эксплуатации.

**3.1.10 Показатель политропы расширения**

Показатель политропы расширения η2 вследствие наличия интенсивного теплообмена между газами и деталями двигателя, притока тепла за счет догорания и других факторов равен показателю адиабаты. Как правило, он всегда меньше адиабаты. Средние значения показателя политропы расширения η2 лежат в пределах:

для бензиновых двигателей: четырехтактных η2=1,25...1,35; двухтактных η2=1,20…1,30; для дизельных двигателей: четырехтактных η2=1,20 ...1,28; двухтактных η2=1,25...1,35.

**3.1.11 Показатель политропы сжатия в продувочном насосе**

Показатель политропы сжатия в продувочном насосе ηн принимают в зависимости от его типа и степени охлаждения:

для поршневых нагнетателей ηн = 1,4 ... 1,6;

для объемных нагревателей ηн = 1,55 ... 1,75;

для центробежных нагревателей с неохлаждаемым корпусом ηн = 1,4 ... 1,8.

**3.1.12 Давление продувочного воздуха**

Давление продувочного воздуха Рн в двухтактных двигателях выбирается исходя из принятой системы продувки и параметров продувочного насоса. Обычно рн лежит в пределах 0,11 ... 1,15 МПа: при кривошипно-камерной продувке Рн= 0,11 ... 0,13 МПа; при продувке продувочным насосом Рн = 0,13 ...0,15 МПа.

**3.1.13 Коэффициент использования теплоты**

Значение использования теплоты при сгорания ξ, выбирается в зависимости от типа двигателя и способа смесеобразования. Для бензиновых двигателей ξ = 0,85 ... 0,90; для дизельных двигателей ξ = 0,70 ... 0,85. Меньшее значение ξ принимают для дизельных двигателей с неразделенной камерой сгорания.

**3.1.14 Степень повышения давления**

При определении давления конца сгорания в дизельных двигателях необходимо выбрать величину степени повышения давления λ. Эта величина находится в пределах 1,2 ... 2,4; чаще всего λ = 1,6 ... 1,8.

**3.1.15 Коэффициент полноты индикаторной диаграммы**

Потери на скругление индикаторной диаграммы учитываются коэффициентом полноты индикаторной диаграммы ϕ. Для четырехтактных двигателей ϕ = 0,92 ... 0,97, причем для бензиновых двигателей ϕ имеет более высокое значение, чем для дизельных. Дизельные двигатели с разделенными камерами сгорания имеют ϕ ближе к нижнему пределу.

Для двухтактных бензиновых двигателей ϕ = 0,95 ... 0,90; для дизельных двигателей ϕ = 0,93 ... 0,96.

**3.1.16 Потери на перезарядку цилиндра**

Потери на перезарядку цилиндра четырехтактного двигателя учитывается величиной APi, которая приближенно может быть определена как разность

 ΔPi = Рг – Ра, МПа. (7)

Для автотракторных двигателей ΔPi = 0,02 ... 0,04 МПа.

**3.1.17 Механический КПД**

Значение механического КПД ηм выбирается в зависимости от типа двигателя. Для бензиновых двигателей ηм = 0,75 ... 0,85; для дизельных двигателей ηм = 0,70 ... 0,80.

**3.1.18 Отношение S/D**

Для современных автотракторных двигателей отношение хода поршня к диаметру цилиндра можно принять в пределах: бензиновые V-образные двигатели S/D = 0,75 ... 1,10; бензиновые рядные двигатели S/D = 0,90 ... 1,20; дизельные рядные двигатели S/D = 1,00 ... 1,45; дизельные V-образные двигатели S/D = 0,90 ... 1,40.

Меньшие значения S/D относятся к более быстроходным двигателям.

**4 ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №4**

**Тепловой расчет двигателя**

**Цель работы**: на основании технической характеристики выбранного двигателя (практическая работа №1) и исходных величин для теплового расчета (практическая работа №3) провести тепловой расчет

**Ход работы**

**4.1 Последовательность проведения теплового расчета двигателя**

**4.1.1 Определение параметров конца хода**

Для четырехтактного двигателя:

-давление газов в цилиндре:

, МПа; (8)

-коэффициент остаточных газов:

 (9)

-температура газов в цилиндре:

  , °К . (10)

Для двухтактного двигателя в расчетные формулы подставляется действительная степень сжатия ε:

температура воздуха после нагнетателя (продувочного насоса)

 ,°К (11)

-давление газов в цилиндре:

Ра =0,9Рн, МПа (12)

-температура газов в цилиндре:

; °К (13)

 -коэффициент наполнения

 ; °К (14)

**4.1.2 Определение параметров конца сжатия**

Давление газов в цилиндре:

Рс = Ра • εn-1 , МПа; (15)

Температура газов в цилиндре:

 Tc =Ta εn-1, °К (16)

**4.1.3 Определение параметров конца сгорания**

Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания топлива

; *кмолеи воздуха/кг топлива*.

Количество свежей смеси перед сгоранием в бензиновом двигателе:

m1= αL0 + 1/mт *, кмолеи / кг топлива*..

Количество свежей смеси перед сгоранием в дизельном двигателе:

m1 = α-Lo, *кмолей / кг топлива*. (17)

Состав продуктов сгорания при заданном α:

Число молей углекислого газа

Мсо2 = gс/12 - 0,42(1 - α)L0 *,кмолей / кг топлива* (18)

 Число молей окиси углерода

Мсо = 0,42(1 -α )L0 , *кмолей / кг топлива*. (19)

Число молей водяного пара

МН20 = gн/2 , *кмолей / кг топлива*. (20)

## Число молей азота

Мн2 = 0,79 L0, *кмолей / кг топлива*. (21)

# Число молей кислорода

Мо2 = 0,21 (α - 1) L0, *кмолей / кг топлива*. (22)

В зависимости от величины а отдельные составляющие продуктов сгорания могут отсутствовать.

Общее количество продуктов сгорания

М2 = Мсо2 + Мсо + Мн2o + MN2 + Мо2, *кмолей / кг топлива*.
Низшая теплота сгорания топлива принимается:

для бензина hu=44000 кДж/кгдля дизельного топлива hu = 42500 кДж/кг.

В бензиновых двигателях максимальная мощность достигается при коэффициенте избытка воздуха α<1. Такое сгорание сопровождается неполным окислением топлива и, следовательно, потерями тепла. Вследствие химической неполноты сгорания они подсчитывается по формуле:

Δhu = 11960(1 - a)L0, кДж/кг. (23)

### Химический коэффициент молекулярного изменения

μ0 = M1/M2 (24)

# Действительный коэффициент молекулярного изменения

μ=(μ0 + γ)/(1+γ). (25)

Средняя мольная теплоемкость свежего заряда и продуктов сгорания может быть подсчитана по приближенным формулам. Средняя мольная

теплоемкость свежего заряда для бензиновых и дизельных двигателей

mc'v = 20,18 + 1,74-10-3 Тс, кДж/кмоль град. (26)

Средняя мольная теплоемкость продуктов сгорания:

-для бензиновых двигателей

 mcv = (18,44 + 2,60α)+(l,38α + 1,55)10-3 ΤΖ, кДж/кмоль град; (27)

- для дизельных двигателей

mср= 8,314 + (20,11 + 0,92/α) +(1,38/α + 1,55)10-3 ТΖ ,кДж/кмоль град. (28)

 Более точно средняя мольная теплоемкость продуктов сгорания может быть подсчитана по формуле:

-для бензиновых двигателей

mcv = (38,55МСО2+20,95МСО+ 23,88МН2О + 21,37МН2)1/М2+(3,ЗМСО2 + + 2,1МСО + 5,ОЗМН2 + 1,68MN2)10-3 TΖ/M2 , кДж/кмоль град; (29)

-для дизельных двигателей

mcр = 8,314+ (38,55МСО2 + 23,88МН2О + 21,37МN2 + 23,05 Мо2)1/М2 + (3,ЗМСО2+5,ОЗМН20 + 1,68MN2 + 1,68 Мо2)10-3 TΖ/M2 , кДж/кмоль град; (30)

#### Температура в конце сгорания

* для бензиновых двигателей

 (31)

* для дизельных двигателей

  (32)

 После подстановки в уравнение сгорания вычисленных ранее величин и значений средних мольных теплоёмкостей оно принимает вид квадратного уравнения:

 , (33)

где А, В, С- вычисленные значения известных величин.

Это уравнение решают относительно Tz как квадратное или методом пробных подстановок.

 Давление в конце сгорания:

* для бензиновых двигателей

  , МПа; (34)

* для дизельных двигателей

 , МПа; (35)

Степень предварительного расширения для дизельных двигателей

 . (36)

**4.1.4 Определение параметров конца расширения**

Давление в конце расширения:

* для бензиновых двигателей

 , МПа; (37)

* для дизельных двигателей

 , МПа. (38)

Температура в конце расширения

* для бензиновых двигателей

  , ˚ К; (39)

* для дизельных двигателей

 , ˚ К. (40)

5 **ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №5**

**Индикаторные показатели двигателя**

**Цель работы**: на основании проведенного теплового расчета (практическая работа №4) определить индикаторные показатели двигателя

**Ход работы**

**5.1 Определение индикаторных характеристик двигателя**

**5.1.1 Определение параметров, характеризующих цикл в целом**

Среднее индикаторное давление теоретической диаграммы:

* для карбюраторных двигателей

  , МПа (41)

* для дизельных двигателей

 , МПа. (42)

 Действительное среднее индикаторное давление для четырёхтактного двигателя:

  , МПа; (43)

 Для двухтактного двигателя:

  , МПа. (45)

 Удельный индикаторный расход топлива:

 , г/кВт ч. (46)

 Плотность окружающего воздуха:

  , кг/м3 (47)

где Р0 = 1,01337ּ105 , Н/м2;

 R=287,4 , Нּм/кгּК.

 Теоретически необходимое количество воздуха:

 l0 = mbּL0 , кг воздуха/кг топлива. (48)

 Индикаторный коэффициент полезного действия:

  . (49)

6 **ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №6**

**Индикаторные показатели двигателя**

**Цель работы**: на основании проведенного теплового расчета (практическая работа №4) и определенных индикаторных показателей (практическая работа №5) определить расчетные параметры двигателя.

**Ход работы**

**6.1 Определение параметров, характеризующих двигатель в целом**

Среднее эффективное давление:

 . (50)

Удельный эффективный расход топлива:

 . (51)

Эффективный коэффициент полезного действия:

  (52)

**1.3.7 Определение основных размеров двигателя**

 Рабочий объём (литраж) двигателя:

 ; (53)

 Рабочий объём одного цилиндра:

  ; (54)

 Диаметр цилиндра:

 ; (55)

 Ход поршня:

  (56)

Полученные значения D и S округляются до целого числа миллиметров, кратного двум и пяти. Затем подсчитывается действительный литраж двигателя:

 103, л. (57)

##### Мощность, развиваемая двигателем при принятых размерах:

 , Вт; (58)

 Литровая мощность двигателя:

 , Вт/л; (59)

 Часовой расход топлива:

  , кг/ч; (60)

 Средняя скорость поршня:

 , м/с. (61)

**7 ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №7**

**Построение индикаторной диаграммы**

**Цель работы**: на основании проведенного теплового расчета (практическая работа №4) построить индикаторную диаграмму характеризующую процессы двигателя

**Ход работы**

**7.1 Построение индикаторной диаграммы для четырехтактных двигателей**

###### На индикаторной диаграмме (рисунок 2) по горизонтальной оси откладывают отрезок АВ в мм, соответствующий ходу поршня, взятому в масштабе 1:1; 1.5:1; 2:1. Далее откладывают отрезок ОА, соответствующий объёму камеры сгорания. Величина отрезка ОА определяется по отношению:

, мм (62)

Точка О является началом координат P-V или P-S.

Масштаб давлений выбирают так, чтобы высота диаграммы превосходила её длину в 1.2-1.5 раза. Обычно принимают 0.01; 0.025; 0.04; 0.05; 0.07; 0.08; 0.09; 0.1 МПа/мм.

Из точек А и В проводят вертикальные линии, являющиеся отрезками верхней и нижней мёртвыми точками , на которых отмечают значения давлений в характерных точках индикаторной диаграммы ( Ра, Р0, рb , Pz, Рс).

Графическим способом построение политропа сжатия и расширения проводят следующим образом. Из начала координат под произвольным углом α горизонтальной оси проводят луч ОК. Угол α обычно выбирают в пределах 15-20°.

Под углами β1 и β2 к вертикальной оси проводят лучи ОМ и ON . Величины углов β1 и β2 вычисляют по формулам:

 , (63)

. (64)

Для построения политропы сжатия из точки С проводят горизонтальную линию до пересечения с вертикальной осью. Из полученной точки под углом 45° проводят прямую линию до пересечения с лучом ОМ, а из полученной точки пересечения - горизонтальную линию. Затем из точки С опускают перпендикуляр к горизонтальной оси до пересечения с лучом ОК. Из полученной точки проводят прямую линию под углом 45 к вертикали до пересечения с горизонтальной осью, а из этой точки восстанавливают перпендикуляр к горизонтальной оси до пересечения с ранее проведенной горизонтальной линией. Полученная точка принадлежит политропе сжатия. Последующие точки политропы сжатия находят аналогичным построением, но за начальную берется точка, полученная перед этим.

Указанные политропы повторяются до получения требуемого числа точек политропы сжатия. Точки соединяют плавной кривой, образующей политропу сжатия индикаторной диаграммы.

Построение политропы расширения производится аналогично построению политропы сжатия.

Из точки Z проводят горизонтальную линию до пересечения с вертикальной осью, из точки пересечения под углом 45° к вертикали проводят прямую линию до пересечения с лучом ON , а из этой точки проводят горизонтальную линию до пересечения с продолжением вертикальной линии, полученной при нахождении аналогичной точки политропы сжатия. В месте пересечения этих линий получаем точку, принадлежащую политропе расширения.

Подобным же образом строят следующие точки политропы расширения, беря каждый раз за начальную точку последнюю, полученную при предыдущем построении. Затем все точки соединяют плавной кривой, образующей политропу расширения.

После построения политроп сжатия и расширения производят скругление индикаторной диаграммы с учетом предварения открытия выпускного клапана, опережения зажигания и скорости нарастания давления, а также наносят линии впуска и выпуска.

Для этой цели под горизонтальной осью на отрезке, равном ходу поршня S , проводят, как на диаграмме, полуокружность радиусом г = S/2 . Из центра О' в сторону н.м.т. откладываем отрезок:

 , (65)

L- длина шатуна , которая выбирается по прототипу.

Из точки O’1 под углом γ (угол опережения открытия выпускного клапана выбирается по прототипу) проводят луч O’1 b1. Полученную точку b1 , соответствующую открытию выпускного клапана, сносят на политропу расширения (точка В' ).

Луч O'1D проводят под углом θ, соответствующим углу опережения зажигания (θ = 20...30° ), а точку D сносят на политропу сжатия, получая точку d'.

Затем проводят плавные кривые d'c" изменения линии сжатия и связи с опережением зажигания и b' b" изменения линии расширения в связи с предварением открытия выпускного клапана.

Наклон линии сгорания можно определить исходя из величины скорости нарастания давления и действительного давления сгорания Pz = 0.85PZ . Для этого находят разность давлений между P'z и Рс , а затем делят ее на скорость нарастания давления, получая при этом угол δ, соответствующий углу поворота коленчатого вала за период сгорания от Рс до P'z .

 , (66)

Для карбюраторных двигателей  можно принимать в пределах от 0.2...0.4 МПа/град. Под углом δ проводят луч О’1 m . Полученную точку m сносят на горизонтальную линию, соответствующую давлению P'z . Отрезок от линии в.м.т. до найденной точки представляют искомую абсциссу точки максимального давления Pz , соединяя которую с точкой С, получаем примерное протекание линии сгорания после в.м.т.

Точка P" находится на середине расстояния Pа . Точку С" находим изсоотношения Р"с =1.2 Рс .

Далее проводим линии впуска и выпуска, округляя их в точке г. В результате указанных построений получают действительную индикаторную диаграмму.

 Для дизельных двигателей в основном построение индикаторной диаграммы не отличается от построения диаграммы карбюраторного двигателя.

 В этом случае необходимо также определить координату точки по горизонтальной оси, соответствующую концу сгорания

, мм. (67)

Следует помнить, что построение кривой политропы следует начинать с точки Z", а не Z'.

Все остальные построения и округления диаграммы в конце политроп сжатия и расширения производятся аналогично таковым в диаграмме для карбюраторных двигателей. Скругление диаграммы на участке процесса сгорания производится следующим образом: от точки d' проводим плавную кривую d' с" до вертикали; из точки С" проводим плавную кривую до середины отрезка Z' Z" ( точка Z ); от точки Z проводим кривую с плавным переходом в кривую политропы расширения.



Рисунок 2 Пример построения индикаторной диаграммы четырехтактного двигателя.

**8 ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №8**

**Кинематический расчет двигателя**

**Цель работы**: на основании проведенного теплового расчета (практическая работа №4) и технических характеристик двигателя (практическая работа №1) провести кинематический расчет двигателя

**Ход работы**

В двигателях внутреннего сгорания возвратно-поступательное движение поршня преобразуется во вращательное движение коленчатого вала посредством кривошипно-шатунного механизма.

Кривошипно-шатунный механизм может быть центральным, ко­гда оси коленчатого вала и цилиндров лежат в одной плоскости, или смещенным (дезаксиальным), когда оси коленчатого вала и цилиндров лежат в разных плоскостях. Дезаксиальный механизм может быть получен также и за счет смещения оси поршневого пальца.

В настоящее время в автомобильных и тракторных двигателях наибольшее распространение получил центральный кривошипно-шатунный механизм.

Расчет кинематики кривошипно-шатунного механизма сводится к определению пути, скорости и ускорения поршня. При этом принимается, что коленчатый вал вращается с постоянной угловой скоростью ω (в действительности за счет постоянно изменяющихся газовых нагрузок на поршень и деформации коленчатого вала ω≠const). Это допущение позволяет рассматривать все кинемати­ческие величины в виде функциональной зависимости от угла пово­рота коленчатого вала φ, который при ω=const пропорционален времени.

Выбор λ и длины L, шатуна. В целях уменьшения высоты двига­теля без значительного увеличения инерционных и нормальных сил отношение радиуса кривошипа к длине шатуна предварительно было принято в тепловом расчете λ=0,26. При этих условиях Lш=R/λ=47,5/0,26=182,7 мм



Рисунок 3 Схема центрального кривошипно-шатунного механизма.

Перемещение поршня (м) в зависимости от угла поворота кри­вошипа для двигателя с центральным кривошипно-шатунным меха­низмом:

 ; м (68)

Таблица 2

Перемещение поршня

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| φ | **0** | **30** | **60** | **90** | **120** | **150** | **180** | **210** | **240** | **270** | **300** | **330** | **360** |
| Sx |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |

Пользуясь выражением и данными таблицы определяют значения перемещения поршня от в.м.т. до н.м.т. для ряда промежуточных значений φ и строят кривую S=f(φ).



Рисунок 4 Пример графика перемещение поршня**.**

## Скорость поршня

При перемещении поршня скорость (м/с) его движения является величиной переменной и при постоянной частоте вращения колен­чатого вала зависит только от изменения угла поворота кривошипа и отношения λ=R/Llll.

 ;м/с (69)

Таблица 3

Скорость поршня.

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| φ | **0** | **30** | **60** | **90** | **120** | **150** | **180** | **210** | **240** | **270** | **300** | **330** | **360** |
| Wn |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |



Рисунок 5 Пример графика скорость поршня.

**Ускорение поршня.**

; м/с (70)

Таблица 4

Ускорение поршня.

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| φ | **0** | **30** | **60** | **90** | **120** | **150** | **180** | **210** | **240** | **270** | **300** | **330** | **360** |
| Jn |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |



Рисунок 6 Пример графика ускорение поршня.

**9 ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №9**

**Динамический расчет двигателя**

**Цель работы**: на основании проведенного теплового расчета (практическая работа №4), технических характеристик двигателя (практическая работа №1) и кинематического расчета (практическая работа №8) провести динамический расчетдвигателя

**Ход работы**

Динамический расчет кривошипно-шатунного механизма заклю­чается в определении суммарных сил и моментов, возникающих от давления газов и сил инерции. По этим силам рассчитывают основные детали на прочность и износ, а также определяют неравномерность крутящего момента и степень неравномерности хода двигателя. Во время работы двигателя на детали кривошипно-шатунного механизма действуют силы давления газов в цилиндре, силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс, центробежные силы, давление на поршень со стороны картера (приблизительно равное атмосферному давлению) и силы тяжести (силы тяжести в динамическом расчете обычно не учитывают).

Все действующие в двигателе силы воспринимаются полезным сопротивлением на коленчатом валу, силами трения и опорами двигателя.

В течение каждого рабочего цикла (720° для четырех- и 360° для двухтактного двигателя) силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме, непрерывно изменяются по величине и направле­нию. Поэтому для определения характера изменения этих сил по углу поворота коленчатого вала их величины определяют для ряда отдельных положений вала обычно через каждые 10— 30°. Резуль­таты динамического расчета сводят в таблицы.



Рисунок 7. Схема сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме.

## Силы давления газов

Силы давления газов, действующие на площадь поршня, для упрощения динамического расчета заменяют одной силой, направ­ленной по оси цилиндра и приложенной к оси поршневого пальца. Ее определяют для каждого момента времени (угла φ) по дейст­вительной индикаторной диаграмме, снятой с двигателя, или по индикаторной диаграмме, построенной на основании теплового расчета (обычно для номинальной мощности и соответствующей ей частоты вращения коленчатого вала).

Перестроение индикаторной диаграммы в развернутую по углу поворота коленчатого вала обычно осуществляют по методу проф. Ф. А. Брикса.

## Избыточное давление газов в цилиндре двигателя:

## ; МПа, (71)

где -давление окружающей среды, (МПа);

 при  (Па);

 Силы давления газов в цилиндре двигателя:

, Н, (72)

 где Fn- площадь поверхности поршня;

Fn=πd2/4, м2,

где d-диаметр цилиндра;

Масса шатуна

; кг (73)

Масса поршня:

; кг (74)

 Масса кривошипа:

, кг (75)

Масса, совершающая возвратно-поступательное движение и сосредоточенная по оси поршневого кольца:

; кг (76)

Масса, совершающая вращательное движение и сосредоточенная по оси шатунной шейки:

; кг (77)

Сила инерции от возвратно- поступательного движения к.ш.м.:

при 0,26

; Н (78)

Сила инерции первого порядка:

; Н (79)

Сила инерции второго порядка:

; Н (80)

Таким образом:

; Н (81)

Получим суммарную силу, действующую по оси цилиндра:

; кН (82)

Сила, направленная по оси шатуна:

; кН (83)

Сила перпендикулярна к стенке цилиндра:

; кН (84)

Таблица 5

Силы давления газов.

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| φ, град | PjI, Н | PjII, Н | Pj, Н | P, Н | Pш, Н | Pn, Н |  β, град |
| 0 |  |  |  |  |  |  |  |
| 30 |  |  |  |  |  |  |  |
| 60 |  |  |  |  |  |  |  |
| 90 |  |  |  |  |  |  |  |
| 120 |  |  |  |  |  |  |  |
| 150 |  |  |  |  |  |  |  |
| 180 |  |  |  |  |  |  |  |
| 210 |  |  |  |  |  |  |  |
| 240 |  |  |  |  |  |  |  |
| 270 |  |  |  |  |  |  |  |
| 300 |  |  |  |  |  |  |  |
| 330 |  |  |  |  |  |  |  |
| 360 |  |  |  |  |  |  |  |
| 390 |  |  |  |  |  |  |  |
| 420 |  |  |  |  |  |  |  |
| 450 |  |  |  |  |  |  |  |
| 480 |  |  |  |  |  |  |  |
| 510 |  |  |  |  |  |  |  |
| 540 |  |  |  |  |  |  |  |
| 570 |  |  |  |  |  |  |  |
| 600 |  |  |  |  |  |  |  |
| 630 |  |  |  |  |  |  |  |
| 660 |  |  |  |  |  |  |  |
| 690 |  |  |  |  |  |  |  |
| 720 |  |  |  |  |  |  |  |



Рисунок 8. Пример графика. Суммарная сила, действующая по оси цилиндра.



Рисунок 9. Пример графика. Сила инерции от возвратно – поступательного движения КШМ.



Рисунок 10 Пример графика. Сила, перпендикулярная к стенке цилиндра.

Разложим силу Р на две составляющие: тангенциальную касательную к окружности радиуса кривошипа:

; кН (85)

; кН (86)

Приложим к оси вала 2 силы и  равные и параллельные силы .Тогда силы  и  образуют пару сил с моментом:

; Нм (87)

Момент опрокидывания:

; Нм (88)

Силы, действующие на шатунную шейку:

; Н (89)

**Таблица 6.**

**Составляющие сил давления газов.**

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| φ | φ+ β | Т, Н | Z, Н | Mk, Нм | Mопр, Нм | Z' (К), Н | Rш |
| 0 |  |  |  |  |  |  |  |
| 30 |  |  |  |  |  |  |  |
| 60 |  |  |  |  |  |  |  |
| 90 |  |  |  |  |  |  |  |
| 120 |  |  |  |  |  |  |  |
| 150 |  |  |  |  |  |  |  |
| 180 |  |  |  |  |  |  |  |
| 210 |  |  |  |  |  |  |  |
| 240 |  |  |  |  |  |  |  |
| 270 |  |  |  |  |  |  |  |
| 300 |  |  |  |  |  |  |  |
| 330 |  |  |  |  |  |  |  |
| 360 |  |  |  |  |  |  |  |
| 390 |  |  |  |  |  |  |  |
| 420 |  |  |  |  |  |  |  |
| 450 |  |  |  |  |  |  |  |
| 480 |  |  |  |  |  |  |  |
| 510 |  |  |  |  |  |  |  |
| 540 |  |  |  |  |  |  |  |
| 570 |  |  |  |  |  |  |  |
| 600 |  |  |  |  |  |  |  |
| 630 |  |  |  |  |  |  |  |
| 660 |  |  |  |  |  |  |  |
| 690 |  |  |  |  |  |  |  |
| 720 |  |  |  |  |  |  |  |



Рисунок 11 Пример графика. Тангенциальная составляющая силы Рш.



Рисунок 12 Пример графика. Нормальная составляющая силы Рш.



Рисунок 13 Индикаторный крутящий момент двигателя.

**10 ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №10**

**Выбор и определение основных характеристик автомобиля (трактора)**

**Цель работы:** ознакомиться с основными техгическими характеристиками автомобиля (трактора).

**Ход работы**

Основываясь на основных технических характеристиках автомобиля (трактора), выбрать автомобиль (трактор) для дальнейшего расчета и заполнить таблицу с его основными характеристиками (таблица 7)

Таблица 7

Исходные данные. Краткая эксплуатационно-техническая характеристика автомобиля

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| № п/п | Наименование данных | Ед. измерения | Условные обозначения | Данные по автомобилю принятому к расчету |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
|  | Общие данные |  |  |  |
| 1 | Тип автомобиля |  |  |  |
| 2 | Год выпуска |  |  |  |
| 3 | Колесная формула |  |  |  |
| 4 | Грузоподъемность (пассажировместимость) | кН (пасс) |  |  |
| 5 | Собственный вес автомобиля (без груза) | кН | G0 |  |
| 6 | Полный вес автомобиля | кН | Gа |  |
| 7 | Распределение нагрузки автомобиля по осям:а) с грузом на переднюю ось– с грузом на заднюю ось (тележку)б) без груза на переднюю ось– без груза на заднюю ось | кН | G1G2G01G02 |  |
| 8 | База автомобиля | мм | L |  |
| 9 | База тележки | мм |  |  |
| 10 | Колея колес:– передних– задних | мм | В |  |
| 11 | Наименьший габаритный радиус поворота | м | Rmin |  |

Продолжение таблицы 1

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| 12 | Наименьший дорожный просвет | мм |  |  |
| 13 | Габаритные размеры автомобиля:– длина– ширина– высота | мм |  |  |
|  | Двигатель |  |  |  |
| 14 | Тип двигателя |  |  |  |
| 15 | Число цилиндров | шт |  |  |
| 16 | Диаметр цилиндра | мм |  |  |
| 17 | Ход поршня | мм |  |  |
| 18 | Рабочий объем цилиндров | л |  |  |
| 19 | Порядок работы цилиндров |  |  |  |
| 20 | Степень сжатия |  |  |  |
| 21 | Наибольшая эффективная мощность | кВт | Ne max |  |
| 22 | Частота вращения коленчатого вала при максимальной мощности | мин-1 | nN |  |
| 23 | Наибольший крутящий момент | Н\*м | Me max |  |
| 24 | Частота вращения коленчатого вала при максимальном крутящем моменте  | мин-1 | nM |  |
| 25 | Литровая мощность | кВт/л |  |  |
| 26 | Удельная мощность | кВт/кН |  |  |
| 27 | Минимальный удельный расход топлива | г/кВТ\*ч | ge min |  |
|  | Шасси |  |  |  |
| 28 | Тип сцепления |  |  |  |
| 29 | Тип коробки передач |  |  |  |
| 30 | Передаточные числа коробки передач: 1-ой2-ой3-ей4-ой5-ой |  | i |  |

Продолжение таблицы 1

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| 31 | Передаточные числа дополнительной коробки (делителя, демультипликатора, раздаточной):– высшее– низшее |  |  |  |
| 32 | Тип главной передачи |  |  |  |
| 33 | Передаточное число главной передачи (заднего моста) |  | i0 |  |
| 34 | Тип привода ножного тормоза |  |  |  |
| 35 | Тип рулевого механизма |  |  |  |
| 36 | Размер шин | мм (дюйм) |  |  |
| 37 | Давление воздуха в шинах:– передних– задних | МПа |  |  |
|  | Эксплуатационные данные |  |  |  |
| 38 | Максимальная скорость | км/ч | υa max |  |
| 39 | Контрольный расход топлива | л/100км |  |  |

**11 ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №11**

**Тягово-скоростная характеристика автомобиля**

**Цель работы**: на основании выбранной технической характеристики автомобиля (трактора) (практическая работа №10) провести расчет тягово-скоростной характеристики

**Ход работы**

Тяговая характеристика автомобиля представляет собой зависимость между силой тяги () и скоростью (, км/ч) движения автомобиля. График тягового баланса автомобиля состоит из тяговой характеристики и зависимостей сил сопротивления движению от скорости автомобиля.

Силу тяги(, Н) на ведущих колесах автомобиля рассчитывают по формуле:

 (90)

где: – крутящий момент двигателя, Н·м;

 – передаточное число коробки передач;

 – передаточное число главной передачи;

 – радиус качания колеса, м;

 – к.п.д. трансмиссии.

Входящий в формулу (90) крутящий момент () берут из табл.7. Он зависит от частоты вращения ()коленчатого вала двигателя. Скорость движения автомобиля () определяют по формуле:

 км/ч (91)

Радиус () качения колеса, входящий в формулы (90), (91), приближенно определяется по формуле:

 (92)

где: *d* – внутренний диаметр шины (диаметр обода колеса), м;

*Н* – высота профиля шины в свободном состоянии, м;

*λШ* – коэффициент нормальной деформации шины.

Для шин коэффициент (*λШ*) можно принять равным 0,1-0,16.

Величины *d* и *Н* определяют по маркировке шин, которая включает ширину профиля шины – *В* (первое число) и внутренний диаметр шины – *d* (второе число). Для шин грузовых автомобилей и автобусов допускается считать высоту и ширину профиля равными (*Н=В*), а для низкопрофильных шин легковых автомобилей *Н=0,8В*. Для проверки расчета можно пользоваться величинами статического радиуса колеса [3].

Значения к.п.д. () трансмиссии выбирают в зависимости от типа автомобиля. Так, НИИАТ [3] рекомендует принимать значения этого коэффициента равными 0,85-0,9 для автомобилей с одинарной главной передачей и 0,8-0,85 - для автомобилей с двойной главной передачей.

Подставляя значения и  в формулу (91), а затем  для каждой ступени коробки передач (кроме заднего хода), получаем расчетные формулы скоростей движения автомобиля на различных передачах.

Расчет скорости движения автомобиля на передачах производят подстановкой в формулу (91) значений частоты вращения коленчатого вала (). 3а наименьшую частоту принимают минимально устойчивую частоту (), соответствующую началу кривых на внешней скоростной характеристике двигателя, а за наибольшую частоту вращения – соответствующую конечным точкам кривых на внешней скоростной характеристике (см. рис.14). Количество расчетных точек внешней скоростной характеристики и тяговой характеристики автомобиля на каждой передаче должно быть одинаково.

Расчет ведут в такой последовательности (табл.8). Подставляя значение частоты вращения коленчатого вала() в формулу (91), определяют соответствующую скорость () движения автомобиля на данной передаче (I, II, Ш и т.д.) коробки передач. Для принятого значения () по табл. 7 берут значение крутящего момента (  ), а затем по формуле (90) определяют величину силы тяги () на каждой из передач.

Таблица 8

Расчет тяговой характеристики автомобиля

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| №п/п | ne, мин-1 | Me, Н∙м | Передача |
| I | I I | I I I | IV | V |
| Va,км/ч | Pk,кН | Va,км/ч | Pk,кН | Va,км/ч | Pk,кН | Va,км/ч | Pk,кН | Va,км/ч | Pk,кН |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |

Расчет тяговой характеристики целесообразно вести непосредственно в табл.8, начиная с прямой передачи (=1).

По данным табл.8 строят тяговую характеристику автомобиля. На рис.14 приведена тяговая характеристика (кривыеI,II,III,IV,V) автомобиля с пятиступенчатой коробкой передач. Масштаб скорости () по оси абсцисс является общим для всех кривых, а масштаб частоты вращения () различен для каждой из передач.

На рис.14 откладывают величины силы суммарного сопротивления дороги () и силы сопротивления воздуха(). Полученная кривая + определяет сумму сил сопротивления движению автомобиля с равномерной скоростью по дороге с заданным коэффициентом (*ψ*) суммарного сопротивления дороги. Тяговую характеристику дополненную кривыми  и +, называют графиком тягового баланса автомобиля.

 

Рисунок 14 - График тягового баланса автомобиля

Суммарная сила сопротивления дороги ()определяется по формуле:

 (93)

где: *ψ* – коэффициент суммарного сопротивления дороги;

 – полный вес автомобиля, кН.

Коэффициент суммарного сопротивления дороги рассчитывается так:

 (94)

где: *f* – коэффициент сопротивления качения;

 *α* – угол подъема дороги.

При расчете тягового баланса следует принять, что автомобиль движется по горизонтальной дороге (*α*=0) с асфальтобетонным покрытием. Тогда коэффициент (*ψ*) суммарного сопротивления дороги (8) равен коэффициенту (*f*) сопротивления качению.

При скоростях движения автомобиля, превышающих 60-80 км/ч коэффициент (*f*)надо определять по эмпирической формуле:

 (95)

где:  – коэффициент сопротивления качению, относящийся к

 малым скоростям движения автомобиля;

 – скорость движения автомобиля, км/ч.

Cила, суммарного сопротивления дороги в этих условиях такова:

 (96)

Для дорог с асфальтобетонным покрытием, находящихся в хорошем состоянии, коэффициент () можно принять равным 0,015. Силу сопротивления воздуха () в кН определяют по формуле:

 (97)

где: – коэффициент сопротивления воздуха;

*F –* лобовая площадь автомобиля, м2.

Приближенно можно принять для:

– легковых автомобилей

 (98)

– грузовых автомобилей и автобусов

 (99)

где:  – наибольшая ширина автомобиля, м;

– наибольшая высота автомобиля, м;

*В* – колея автомобиля.

Коэффициент () сопротивления воздуха можно принять (в Н·с2/м4) [1] для:

- легковых автомобилей – 0,20-0,35;

- автобусов – 0,24-0,40;

- грузовых автомобилей – 0,60-0,7.

В табл.8 приводят расчет значений сил (и), определяемых для скоростей движения автомобиля от 0 до наибольшей скорости на высшей передаче. Промежуточные значения скорости () следует взять по табл.7 для высшей передачи. По результатам расчета строят зависимости силы () и суммарной (+) от скорости автомобиля, приведенные на рис.14.

Таблица 9

Расчет сил сопротивления движению

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| п/п | км/ч | км/ч |  |  | *ψ* | кН | кН | +,кН |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |

График тягового баланса используют для решения практических задач. На рис. 14 показан запас () силы тяги, равный (при равномерном движении автомобиля по горизонтальной дороге)



Запас силы тяги может использоваться для разгона автомобиля, преодоления подъемов и буксировки прицепа.

**12 ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №12**

**Динамическая характеристика автомобиля (трактора)**

**Цель работы**: на основании проведенного расчета тягово-скоростной характеристики автомобиля (трактора) (практическая работа №11) провести расчет динамической характеристики.

**Ход работы**

Динамической характеристикой автомобиля называют график изменения динамического фактора от скорости движения на различных передачах. Динамический фактор при полной нагрузке автомобиля () определяют по формуле:

 (100)

где:  – сила тяги на ведущих колесах автомобиля, кН;

– сила сопротивления воздуха, кН;

 – полный вес автомобиля, кН.

Значения силы тяги () и соответствующей ей скорости () движения автомобиля на каждой передаче берут из табл.8. Расчет силы сопротивления воздуха () проводят для каждого значения скорости движения по формул (98).

При малых скоростях движения автомобиля сила () имеет очень малую величину, в то время как сила тяги () на низших передачах и малых скоростях движения имеет большие числовые значения. В этих случаях можно принимать = 0 и определять динамический фактор по упрощенной формуле: 

Результаты расчетов сводят в табл. 10. По данным этой таблицы на рис. 15 справа построена динамическая характеристика автомобиля с пятиступенчатой коробкой передач. Диапазон скоростей () движения автомобиля сохраняется таким же, что и на рис.14.

При равномерном движении автомобиля динамический фактор равен величине коэффициента суммарного сопротивления дороги. На графике динамической характеристики величину коэффициента (*ψ*) суммарного сопротивления дороги откладывают в том же масштабе, что и величину динамического фактора. Следовательно, для определения скорости движения автомобиля по дороге с заданным коэффициентом (*ψ*) суммарного сопротивления на динамической характеристике надо провести линию, соответствующую заданному (*ψ=D*). Все точки кривых (), лежащие выше проведенной горизонтали, показывают возможные режимы движения автомобиля, поэтому максимальную скорость определяют как абсциссу точки одной из кривых (), лежащей на горизонтали или выше ее и наиболее удаленной от оси ординат. Можно решать и обратную задачу, т.е. найти максимальный коэффициент суммарного сопротивления дороги при движении с заданной скоростью (). Для данного значения  по динамической характеристике находим *ψ=D*.

Таблица 10

Результаты расчета динамического фактора автомобиля

|  |  |
| --- | --- |
| №п/п | Передача |
| I | I I | I I I | IV | V |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 | 21 |



Рисунок 15 - Динамическая характеристика автомобиля с номограммой нагрузок и графиком контроля буксования

(динамический паспорт)

Формула (94) может быть написана в виде:

 (101)

где: *i* – величина уклона (подъема) дороги в сотых долях, приближенно  ( - угол подъема дороги).

Из формулы (101) , т.е. по динамической характеристике автомобиля и найденному значению коэффициента () суммарного сопротивления дороги при известном значении коэффициента () сопротивления качению, можно определить величину максимального подъема, преодолеваемого автомобилем.

**13 ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №13**

**Номограмма нагрузок и график контроля буксования**

**Цель работы**: на основании проведенного расчета динамической характеристики автомобиля (трактора) (практическая работа №12) провести расчет номограмм нагрузок.

**Ход работы**

Динамическая характеристика автомобиля позволяет решать эксплуатационные задачи при полной нагрузке автомобиля. Чтобы при изменении нагрузки автомобиля не пересчитывать зна­чения динамического фактора, динамическую характеристику дополняют номограммой нагрузок.

На динамической характеристике (см. рис.15) продолжают влево ось абсцисс и на ней откладывают значения нагрузки автомобиля в процентах. Рекомендуется брать масштаб: 1мм - 1% нагрузки. Из точки, означающей нулевую нагрузку, проводят вертикальную ось, на которой наносят значения динамического фактора () незагру­женного автомобиля.

Для построения шкалы  вычисляют значение отрезка соответствующее значению  = 0,1 при принятом значении отрезка  на шкале = 0,1. Величина отрезка  определяется, по отношению веса автомобиля без груза () и с полной нагрузкой по формуле:

 (102)

Далее одинаковые числовые значения шкал (и) соединяют сплошными прямыми линиями.

По полученной динамической характеристике с номограммой нагрузок (см.рис.15 слева) можно рассчитать максимальную спорость движения при данном проценте нагрузки автомобиля и данном коэффициенте (*ψ*) суммарного сопротивления дороги.

Номограмма нагрузок (см.рис.15) соответствует изменению нагрузок от 0 до 100%. Для проверки возможности движения автопоездов на заданных маршрутах динамическая характеристика грузового автомобиля может быть дополнена по указанию руководителя проекта номограммой нагрузок, изменяющихся, например, в пределах от 100 до 300%.

График контроля буксования совмещают при построении с номограммой нагрузок (см. рис.15 слева). При этом используют формулы

 и  (103)

где:  - динамический фактор по сцеплению для автомобиля без груза;

- динамический фактор по сцеплению для автомобиля с полной нагрузкой;

 *φ-* коэффициент сцепления шин ведущих колес автомбиля с дорогой;

– вес, приходящийся на ведущие колеса автомобиля без груза, кН;

 – вес автомобиля без груза, кН;

 – вес, приходящийся на ведущие колеса полностью груженого автомобиля, кН;

 – полный вес автомобиля, кН.

Для определения динамического фактора по сцеплению по формулам (103) надо задаться значениями коэффициента сцепления (*φ*) в диапазоне 0,1 - 0,8 с интервалом 0,1. Результаты расчета сводят в табл. 11.

Таблица 11

Результаты расчета динамического фактора по сцеплению

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| *φ* | 0,1 | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 0,8 |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |

Значение  для заданного значения *φ* откладываются по шкале, номограммы нагрузок (рис. 15 слева), а значение  - по шкале. Затем точки с одинаковыми значениями коэффициента сцеп­ления (*φ*) соединяют штриховыми наклонными линиями.

Динамическая характеристика с номограммой нагрузок и графиком контроля буксования называется динамическим паспортом автомобиля. По динамическому паспорту (см. рис.15) можно решать практические задачи по определению динамических свойств автомобиля и основных характеристик дороги, например:

а) при заданном проценте нагрузки автомобиля и скорости движения могут быть определены значения коэффициента (*ψ*) суммарного сопротивления дороги и минимального значение коэффициента сцепления (*φ*), при котором возможно движение без буксования;

б) при заданных проценте нагрузки автомобиля и коэффициенте (*ψ*)суммарного сопротивления дороги можно найти минимальное значение коэффициента сцепления (*φ*);

в) при заданных (*φ*) и проценте нагрузки автомобиля можно определить *ψ* и .

**14 ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №14**

**График ускорений автомобиля**

**Цель работы**: на основании выше приведенных расчетов характеристик автомобиля (трактора) провести расчет ускорений автомобиля.

**Ход работы**

Ускорение автомобиля (j, м/с2) определяют по формуле:

 (104)

где: D - динамический фактор автомобиля;

 ψ - коэффициент суммарного сопротивления дороги;

 δ - коэффициент учета влияния вращающихся масс;

 g - ускорение свободного падения, равное 9,81 м/с.

Коэффициент (δ) может быть определен по формуле:

 (105)

где:  и - постоянные (для данного автомобиля)

 коэффициенты;

 - передаточное число коробки передач.

для легковых автомобилей:

 (106)

Расчет ускорений в зависимости от скорости движения производят для полностью груженого автомобиля при его движении по горизонтальной дороге с твердым покрытием в хорошем состояния, для которой коэффициент (ψ) принимают равным 0,015.

На высшей передаче подсчет ускорений автомобиля следует вести по формуле (104), подставляя значения коэффициента (ψ), ранее (см.табл.4) подсчитанные с учетом влияния скорости () движения автомобиля. ( где =0,015)

3начения динамического фактора (D) в формуле (104) берут по динамической характеристике (см.рис.15 и табл.10) Коэффициент δ определяют по формулам (106) для каждой ступени в коробке передач.

Результаты подсчета ускорений автомобиля на всех передачах сводят в табл. 12.

Таблица 12

Результаты подсчета ускорений автомобиля на передачах

|  |  |
| --- | --- |
| №п/п | Передача |
| I | I I | I I I | IV | V |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 26 |

По данным табл.12 строят график ускорений автомобиля на всех передачах. На рис.16 приведен такой график для легкового автомобиля с четырехступенчатой коробкой передач.

При движении автомобиля с максимальной скоростью ускорения (j) равно нулю. Поэтому кривая ускорения (на рис.16 кривая IV) пересекает aбсцисс ось в точке в случае равенства силы тяги при полной подачи топлива в двигатель силам сопротивления движению.

Ускорение на первой передаче грузового автомобиля может быть равно или меньше ускорения на второй передаче (рис.17). Это объясняется большим передаточным числом первой передачи, значительно увеличивающим коэффициент δ (106).



Рисунок 16 - График ускорений легкового автомобиля

**15 ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №15**

**Время и путь разгона автомобиля**

**Цель работы**: на основании выше приведенных расчетов характеристик автомобиля (трактора) провести расчет времени и пути разгона автомобиля (трактора)

**Ход работы**

Время разгона автомобиля до определенной скорости определяют графоаналитическим методом, используя график ускорений автомобиля.

 Общая зависимость времени *t* разгона от скорости *V* и ускорения *j*  выражается интегралом:

 (106)

Приближенное интегрирование по графику (см. рис. 15, 16) позволяет определить время разгона (*t*, сек) при принятых размерностях скорости  (км/ч) и ускорения *j* (м/с2) по формуле:

 (107)

Время разгона рассчитывают со скорости соответствующей минимально устойчивым оборотам двигателя на I или II передачах, до максимальной скорости  движения автомобиля. При этом моменты переключения передач надо принять наиболее рациональными, а длительностью переключения передач можно пренебречь. Приращение скорости  на участке от  до  (см. рис. 15, 16) выбирают таким образом, чтобы среднее ускорение  на участке с достаточной точностью можно было определять как ()/2. Таким образом, весь диапазон скоростей движения разбивают на участки на каждой передаче, выделяя скорости переключения передач  и т.д., рассчитывают время движения на каждом участке:

 и затем суммируют 

Расчет времени разгона () по участка нa первой передаче, т.е. по кривой I на рис. 15, надо вести от скорости  до скорости  соответствующей пересечению кривых (*j*) на первой и второй передачах. Если кривые ускорения автомобиля при движении на первой и второй передачах не пересекаются, расчет времени разгона, ведут до наибольшего значения скорости на первой передаче. Далее расчет ведут по кривой II до скорости , соответствующей, переходу со второй передачи на третью, затем по кривой Ш до скорости  и по кривой IV до максимальной скорости движения, например легкового автомобиля (см. рис. 15). Расчет времени разгона проводят непосредственно в табл. 13.

По данным табл. 13 строится график времени разгона автомобиля от скорости  до , причем: при *VH* = 5 км/ч время разгона равно 0; при  = 10 км/ч - *t1*, при скорости , при скорости  и т.д. до . Таким образом, график времени разгона автомобиля имеет только одну кpивую (рис.17), котоpая асимптотически приближается к вертикали  при .

Для грузовых автомобиле и автобусов, имеющих ycкорения на первой передаче меньше, чем на втором, расчет времени разгона надо начинать со второй передачи, а затем определять его для от­дельных участков разгона на третьей, четвертой и пятой передачах.

Приращение скорости () грузового автомобиля и автобуса рекомендуется брать такими: 2,5 км/ч - для второй переда­чи: 5 км/ч - для третьей и четвертой; 10 км/ч - для пятой передачи.

Для легкового автомобиля величина  подбирается таким образом, чтобы разбить скоростной интервал на соответствующей передаче минимум на 4 участка, табл. 13.



Рисунок 17– Время разгона автомобиля.

Таблица 13

Результаты определения времени и пути разгона легкового автомобиля

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Показатели | ед.изм. | Передача |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| Скоростьначальнаяконечная | км/ч |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| Ускорениеначальноеконечное | м/с2 |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| Время разгона научастке | с |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| Суммарное время разгона | с |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| Путь разгона на участке | м |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| Суммарный путь разгона | м |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |



Рисунок 18 – Путь разгона автомобиля

**ЛИТЕРАТУРА**

1. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учебное пособие для втузов. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 2002. – 469с., ил.

2. Краткий автомобильный справочник НИИАТ; Транспорт,1994.-220 с.

3. Автомобильный справочник: Пер. с англ.-2-е изд. перераб. и доп.-М.: ЗАО «За рулем», 2004.-992 с.: ил.

4 Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей /Вырубов Д.П., Иващенко Н.А., ИвинВ.И. и др. Под ред. А.С. Орлина и М.Г. Круглова М.:Машиностроение, 1983,- 372 с.

5 Двигатели внутреннего сгорания. Конструирование расчет на просность поршневых и комбинированных двигателей. / Вырубов Д.Ню, Ефимов С.И., Иващенко Н.А. и др. Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова - М.: Машиностроение, 1984 - 384 с.

* 6. Литвинов, А.С. Автомобиль: теория эксплуатационных свойств/ А.С. Литвинов Я.Е., Фаборин, М.: Машиностроение, 1989. - 240 c.
* 7. Осепчугов, В.В. Автомобиль: Анализ конструкций, элементы расчета/ В.В. Осепчугов, А.К. Фрумкин, М.: Машиностроение, 1989. - 304 c.
* 8. Шейнин, В.М. Методические указания по выполнению курсового проекта по дисциплине "Основы теории, конструирования и производства автомобильного транспорта" / В.М. Шейнин, Е.Г. Суденков, М.: Машиностроение, 1989. - 43 c.